

⑬ BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

⑫ Offenlegungsschrift  
⑪ DE 3526532 A1

⑤ Int. Cl. 4:  
F 02 D 23/00  
F 02 B 37/12

⑳ Aktenzeichen: P 35 26 532.9  
㉑ Anmeldetag: 24. 7. 85  
㉒ Offenlegungstag: 13. 2. 86

Behördenbesitz

DE 3526532 A1

BEST AVAILABLE COPY

③① Unionspriorität: ③② ③③ ③①

24.07.84 JP 112924/84 24.07.84 JP 154599/84  
24.07.84 JP 154600/84

㉗ Anmelder:

Mazda Motor Corp., Hiroshima, JP

㉘ Vertreter:

Deufel, P., Dipl.-Chem.Dipl.-Wirtsch.-Ing.Dr.rer.nat;  
Schön, A., Dipl.-Chem. Dr.rer.nat.; Hertel, W.,  
Dipl.-Phys.; Lewald, D., Dipl.-Ing.; Otto, D., Dipl.-Ing.  
Dr.-Ing., Pat.-Anw., 8000 München

㉙ Erfinder:

Yoshioka, Sadashichi, Hiroshima, JP; Matsuoka,  
Tsutomu, Higashi-Hiroshima, Hiroshima, JP;  
Hamada, Shigeki, Hiroshima, JP; Hinatase, Humio,  
Kumano, Hiroshima, JP

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤④ Einlaßausbildung für Brennkraftmaschine mit Auflader

Einlaßausbildung für Brennkraftmaschinen mit einem Auflader der Bauart, bei dem die von der Einlaßlufteinlaßöffnung gesaugte Einlaßluft durch den Druck des Abgases komprimiert wird, bevor sie durch die Einlaßluftauslaßöffnung ausgetragen wird.

Kennzeichnend für die Erfindung ist ein Abgasrezirkulationskanal zwischen dem Abgaskanal vor dem Auflader und dem Einlaßkanal in Strömungsrichtung hinter dem Auflader. Der Rezirkulationskanal kann zur Verminderung der Druckdifferenz zwischen dem Abgas und der Einlaßluft verwendet werden, um hierdurch den Pumpverlust auf ein Minimum zu bringen. Weiterhin kann der Rezirkulationskanal zum Rezirkulieren des Abgases gegen den Einlaßkanal verwendet werden, um hierdurch den Anteil der Stickoxide im Abgas herabzusetzen.

DE 3526532 A1

## European Patent Attorneys

3526532

Dr. Müller-Boré und Partner • POB 260247 • D-8000 München 26

## Deutsche Patentanwälte

**Dr. W. Müller-Boré †**

**Dr. Paul Deufel**

Dipl.-Chem., Dipl.-Wirtsch.-Ing.

**Dr. Alfred Schön**

Dipl.-Chem.

**Werner Hertel**

Dipl.-Phys.

**Dietrich Lewald**

Dipl.-Ing.

**Dr. Ing. Dieter Otto**

Dipl.-Ing.

**Brit. Chartered Patent Agent**

**B. David P. Wetters**

M.A. (Oxon) Ch. Chem. M. R. S. C.

M 3791 Lw/Ge

MAZDA MOTOR CORPORATION, No. 3-1, Shinchí, Fuchu-cho, Aki-gun,  
Hiroshima-ken, JAPAN

### Einlaßausbildung für Brennkraftmaschine mit Auflader

#### Patentansprüche

1. Einlaßausbildung für Brennkraftmaschine mit Auflader der Bauart, bei der Einlaß- oder Ansaugluft, die von der Ansauglufteinlaßöffnung angesaugt wird, durch den Druck des Abgases komprimiert wird, bevor sie durch die Einlaßluftauslaßöffnung ausgetragen wird,  
g e k e n n z e i c h n e t durch einen Abgasrezirkulationskanal zwischen dem Abgaskanal in Strömungsrichtung vor dem Auflader und dem Ansaug- oder Einlaßkanal in Strömungsrichtung hinter dem Auflader, der zur Verminderung der Druckdifferenz zwischen Abgas und Ansaug- oder Einlaßluft einerseits und andererseits zur Rezirkulation des Abgases in den Einlaßkanal zur Verminderung der Stickoxide im Abgas vorgesehen ist.

2. Einlaßausbildung, insbesondere nach Anspruch 1, mit Aufladergehäuse, drehbar im Gehäuse gelagertem Rotor sowie einer Vielzahl von axial verlaufenden Kanälen, Ansauglufteinlaßöffnungen und Abgasauslaßöffnungen in Bereichen, die den axialen Enden des Rotors gegenüberliegen, Einlaßluftauslaßöffnungen und Abgaseinlaßöffnungen, die im Gehäuse in Bereichen ausgebildet sind, die den sich gegenüberliegenden axialen Enden des Rotors gegenüberstehen, Motorabgaskanalausbildungen, die mit der Abgaseinlaßöffnung verbunden sind, Abgasauslaßkanalausbildungen, die mit der Abgasauslaßöffnung in Verbindung stehen, Motoreinlaßkanalausbildungen, die mit der Einlaßluftauslaßöffnung verbunden sind, Antriebseinrichtungen für den Drehantrieb des Rotors, derart, daß die in die axial verlaufenden Kanäle im Rotor durch die Lufteinlaßöffnungen eingesaugte Luft von den Motorabgasen komprimiert wird, die in die axial verlaufenden Kanäle in der Rotorausbildung durch diese Abgaseinlaßöffnung gesaugt wird und in diesen Einlaßkanal durch diese Einlaßluftauslaßöffnung ausgetragen wird, g e k e n n z e i c h n e t durch Rezirkulationskanalausbildungen zwischen diesem Motorabgaskanal und diesem Motoreinlaßkanal; Regelventilausbildungen in diesem Rezirkulationskanal; und Regeleinrichtungen zum Regeln des Regelventilbetriebs entsprechend den Motorarbeitsbedingungen.
3. Einlaßausbildung nach Anspruch 2, dadurch g e k e n n z e i c h n e t , daß die Regeleinrichtung ein Mittel zum Öffnen der Regelventilausbildung wenigstens unter Bedingungen geringer Last ist.
4. Einlaßausbildung nach Anspruch 3, g e k e n n z e i c h n e t durch Einlaßbeipañkanäle zur Verbindung des Einlaßkanals mit dieser Ansauglufteinlaßöffnung, und Einlaßbeipañventilausbildungen in dieser Einlaßbeipañkanaleinrichtung, wobei dieser Einlaßbeipañkanal gegen den Motoreinlaßkanal in Strömungsrichtung vor dem Rezirku-

lationskanal offen ist.

5. Einlaßausbildung nach Anspruch 4, dadurch g e k e n n - z e i c h n e t , daß ein Luftfilter in dem Motoreinlaßkanal in Strömungsrichtung vor dem Einlaßbeipañkanal vorgesehen ist.
6. Einlaßausbildung nach Anspruch 4, dadurch g e k e n n - z e i c h n e t , daß ein Zwischenkühler in dem Motoreinlaßkanal in Strömungsrichtung vor dem Einlaßbeipañkanal vorgesehen ist.
7. Einlaßausbildung nach Anspruch 4, dadurch g e k e n n - z e i c h n e t , daß Drosselventilausbildungen in dem Motoreinlaßkanal in Strömungsrichtung vor dem Einlaßbeipañkanal vorgesehen sind.
8. Einlaßausbildung nach Anspruch 2, g e k e n n z e i c h n e t durch Abgasbeipañkanalausbildungen zwischen dem Motorabgaskanal und dem Abgasauslaßkanal, Abgasbeipañventilausbildungen in der Abgasbeipañkanalausbildung sowie Einrichtungen zum Regeln des Abgasbeipañventils derart, daß dessen Öffnung vergrößert wird, während der Bedarf nach Abgasrezirkulation zum Motoreinlaßkanal abnimmt.
9. Einlaßausbildung nach Anspruch 8, dadurch g e k e n n - z e i c h n e t , daß die letztgenannte Einrichtung ein Mittel zur Verminderung der Öffnung der Abgasbeipañventilausbildung mit abnehmender Motorlast ist.
10. Einlaßausbildung nach Anspruch 8, dadurch g e k e n n - z e i c h n e t , daß diese Regeleinrichtung ein Mittel zum Öffnen der Regelventilausbildung wenigstens bei geringer Motorlast ist.

24105

3526532

-4-

11. Einlaßausbildung nach Anspruch 10, dadurch g e k e n n -  
z e i c h n e t , daß das Mittel zum Regeln des Abgasbei-  
paßventils ein Mittel zur Verminderung der Öffnung des  
Abgasbeipaßventils mit abnehmender Motorlast ist.

Einlaßausbildung für Brennkraftmaschine mit Auflader

Die Erfindung betrifft eine aufgeladene Brennkraftmaschine und insbesondere einen Motor mit einem Auflader einer Bauart, bei dem die Einlaßluft durch den Druck des Abgases komprimiert wird, bevor sie in die Brennkammer eingeführt wird.

Es wurden bereits Auflademotoren vorgeschlagen, die den Druck des Abgases ausnutzten, der im Motorauslaßkanal erzeugt wurde, um die Einlaßluft (Ansaugluft) zu komprimieren, bevor die Einlaßluft in die Brennkammer eingeführt wird. Diese Aufladerbauart wird als vorteilhaft gegenüber sog. Turboladern angesehen, da hierdurch eine höhere Aufladewirkung bei Arbeiten im Niedriggeschwindigkeitsbereich erzielt wird. Ein Auflader dieser Bauart umfaßt im allgemeinen einen Rotor mit einer Vielzahl voneinander getrennter axial verlaufenden Gaskanälen und einem den Rotor zur Drehung um eine Drehachse lagernden Gehäuse. Das Gehäuse ist mit Abgaseinlaß- und -auslaßöffnungen sowie Gaseinlaß- und -auslaßöffnungen versehen, die den Axialenden des Rotors gegenüberliegend angeordnet sind. Die Anordnungen sind derart, daß die Einlaßluft in die Gaskanäle durch die Einlaßgaseinlaßöffnung eingesaugt und durch den Druck des Abgases komprimiert wird, welches in die Gaskanäle durch die Abgaseinlaßöffnung eingeführt wird. Mit sich drehendem Rotor werden die Gaskanäle nacheinander gegen die Einlaßgasauslaßöffnung geöffnet, so daß das Einlaßgas durch das Abgas gezwungen wird, in den Einlaßkanal zu strömen, der mit der Einlaßgasauslaßöffnung in Verbindung steht. Hernach werden die Kanäle gegen die Abgasauslaßöffnung geöffnet, so daß das Abgas in dem Abgaskanal in Verbindung mit der Abgasauslaßöffnung strömen kann. Die Kanäle im Rotor werden dann durch die Luft gespült, die von der Einlaßgaseinlaßöffnung angesaugt wird und durch die Kanäle zu den Abgas-

auslaßöffnungen geführt wird. Somit ist erforderlich, daß die Abgaseinlaßöffnung und die Einlaßgasauslaßöffnung axial einander gegenüber, bezogen auf den Rotor, angeordnet sind. Ein Beispiel für einen solchen Auflader ist in der japanischen Patentveröffentlichung Nr. 38-1153 offenbart. Der in der japanischen Veröffentlichung offenbarte Auflader ist von einer Bauart, bei dem die Abgaseinlaß- und Auslaßöffnungen an einem axialen Ende des Rotors und die Einlaßgaseintritts- und Austrittsöffnungen am anderen axialen Ende angeordnet sind, so daß Abgas und Einlaßgas ihre Strömungsrichtungen in den Strömungskanälen verändern. Wie genauer in dem japanischen Magazin "Nainen-Kikan (International Combustion Engines)", Band 15, Nr. 179, Juni 1976, dargelegt, ist auch ein sog. Durchströmtyp bekannt, bei dem Gaseinlaß- und Auslaßöffnungen so angeordnet sind, daß die Abgase und die Einlaßgase axial durch die Gaskanäle ohne Veränderung der Strömungsrichtungen strömen.

Der Auflader vom vorgenannten Typ ist als besonders geeignet für Motoren der Dieselmotorbauart anzusehen, kann jedoch auch für benzinbetriebene Motoren eingesetzt werden.

Bei einer Brennkraftmaschine der vorgenannten Art mit Auflader ist der Rotor des Aufladers in den Motorauslaßkanal angeordnet und bedeutet für die Abgasströmung einen Widerstand. Weiterhin wird dem Abgas in den Kanälen des Aufladerotors der Druck der Einlaßluft an der Einlaßluftauslaßöffnung entgegengesetzt. Als Ergebnis wird der Druck des Abgases im Abgaskanal vor dem Auflader auf hohem Niveau gehalten, was zu einem wesentlichen Gegendruck an der Motorabgasöffnung führt. So liegt der Abgasdruck an der Motorauslaßöffnung merklich höher als der Einlaßdruck an der Motoreinlaßöffnung, was zu einem gesteigerten Pumpverlust führt.

Es mag möglich sein, den Pumpverlust dadurch zu vermindern, daß man einen Teil der Ansaugluft im Ansaugkanal hinter

dem Auflader gegen den Einlaßkanal vor dem Auflader freigibt, um hierdurch den Einlaßluftdruck, der sich dem Abgas in den Kanälen des Aufladerotors widersetzt, zu vermindern. Solch eine Einlaßluftdruckentlastung ist jedoch bei Motorbetrieb unter großer Last nicht empfehlenswert, da ein Abfall in dem Aufladedruck zu einem Abfall in dem Einlaßluftwechsel führt, was zu einer nicht zufriedenstellenden Motorleistung und einem geringen Brennstoffwirkungsgrad führt. Dies führt andererseits zu Rauch im Abgas im Falle eines Dieselmotors.

Die Einlaßluftdruckentlastung führt weiter zu Problemen, selbst bei Motorbetrieb, der sich vom Hauptlastbetrieb unterscheidet. Bei der genannten Aufladerbauart wird es möglich, daß das von der Abgaseinlaßöffnung zu den Kanälen des Aufladerotors gesaugte Abgas gegen die Einlaßluftauslaßöffnung geführt wird und sich mit der Einlaßluft vermischt. Dieses Phänomen kann als Maßnahme für eine Abgasrezirkulation ausgenutzt werden, die im allgemeinen zur Unterdrückung von Stickoxiden im Abgas herangezogen wird. Wenn jedoch die Einlaßluft im Einlaßkanal hinter dem Auflader teilweise gegen den Einlaßkanal vor dem Auflader entlastet wird, wird Abgas, das vorher mit dem Einlaßgas vermischt wurde, ebenfalls gegen den Einlaßkanal vor dem Auflader geführt. Diese Prozesse wiederholen sich im Kreislauf und der Abgasgehalt in der Einlaßluft wird schließlich bis zu einem Ausmaß angesammelt, daß der glatte Motorbetrieb gestört wird. Weiterhin sorgt ein Anstieg im Abgasgehalt in der Einlaßluft für einen Anstieg im Aufladerotor, weil die Einlaßluft nicht mehr den Rotor in ausreichendem Maße kühlen kann.

Im allgemeinen ist darüber hinaus die Wirkung der Gaszirkulation, die das Abgas durchführt, welches durch die Kanäle im Aufladerotor zur Einlaßluftauslaßöffnung passiert hat, im allgemeinen hinsichtlich der Größe unzureichend. Es kann möglich sein, die Menge des rezirkulierten Abgases zu vergrößern, indem man in geeigneter Weise die Dreh-



geschwindigkeit des Rotors regelt. Eine Steigerung im rezirkulierten Abgas führt jedoch zu einem unerwünschten Anstieg in der Temperatur des Rotors. Wenn darüber hinaus der Auflader mit einem Abgasschieber versehen ist, um den Abgasdruck vor dem Auflader gegen den Abgaskanal hinter dem Auflader zu entlasten und so den Abgasdruck daran zu hindern, auf ein gefährliches Niveau zu steigen, so kann der Betrieb des Abgasschiebers zu einer Abnahme im Abgasdruck auf ein Niveau führen, bei dem die Menge des rezirkulierten Abgases in unerwünschter Weise abnimmt.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Brennkraftmaschine mit Auflader der vorgenannten Art vorzuschlagen, bei dem ein oder mehrere der oben genannten Probleme eliminiert werden.

Auch soll erfindungsgemäß ein Motor mit Auflader der genannten Art weitergebildet werden, bei dem Einrichtungen vorgesehen sind, um das Abgas im Abgaskanal vor dem Auflader gegen den Einlaßkanal hinter dem Auflader zu entlasten. Auch sollen die Pumpverluste des Motors wirksam vermindert werden.

Gegenstand der Erfindung ist auch ein Motor mit einem Auflader der genannten Art, bei dem die Abgasrezirkulation in zweckmäßiger Weise geregelt werden kann.

Ausgehend von einem Motoreinlaßsystem mit einem Auflader der Bauart, bei dem die von der Ansauglufteinlaßöffnung abgesaugte Einlaß- bzw. Ansaugluft durch den Druck des Abgases komprimiert wird, bevor diese durch die Ansaugluftauslaßöffnung ausgetragen wird, zeichnet sich die Erfindung aus durch einen Abgasrezirkulationskanal zwischen dem Abgaskanal vor (in Strömungsrichtung) dem Auflader und dem Ansaugkanal hinter dem Auflader, der zur Verminderung der Druckdifferenz zwischen dem Abgas und der Einlaß- bzw. Ansaugluft und andererseits zur Rezirkulation

des Abgases zum Einlaßkanal zur Verminderung der Stickoxide im Abgas dient.

Die Maßnahme läßt sich durchführen bei einem aufgeladenen Motor mit einer Aufladungseinrichtung mit einer Gehäuseausbildung, Rotorausbildungen, die drehbar im Gehäuse gelagert sind und über eine Vielzahl von axial verlaufenden Kanälen verfügen, Einlaß- bzw. Ansauglufteinlaßöffnungsausbildungen und Abgasauslaßöffnungsausbildungen, die in der Gehäuseausbildung an Stellen ausgebildet sind, die den axialen Enden der Rotorausbildung gegenüberliegen, Einlaßluftauslaßöffnungen und Abgaseinlaßöffnungsausbildungen, die in der Gehäuseausbildung an Teilen ausgebildet sind, die den sich gegenüberliegenden axialen Enden der Rotorausbildung gegenüberliegen, Motorauslaßkanalausbildungen, die mit der Abgaseinlaßöffnungsausbildung verbunden sind, Abgasauslaßkanalausbildungen, die mit der Abgasauslaßöffnungsausbildung verbunden sind, Motoransaugkanalausbildungen, die mit diesen Ansaugluftauslaßöffnungsausbildungen verbunden sind, Antriebseinrichtungen, um in Drehung die Rotorausbildung anzutreiben, so daß die in die axial in der Rotorausbildung verlaufenden Kanäle eingesaugte Luft (durch die Ansauglufteinlaßöffnungsausbildung) vom Motorabgas komprimiert wird, welches in die axial verlaufenden Kanäle in der Rotorausbildung durch die Abgaseinlaßöffnungsausbildung gesaugt und in die Ansaugkanalausbildung durch diese Ansaugluftauslaßöffnung ausgetragen wird.

Hierbei zeichnet sich die Maßnahme nach der Erfindung aus durch: Rezirkulationskanalausbildungen, die zwischen dieser Motorkanalausbildung und der Motoransaugkanalausbildung sich erstrecken; Regelventilausbildungen in der Rezirkulationskanalausbildung, Regeleinrichtungen zum Regeln des Betriebs der Regelventilausbildung entsprechend der Motorarbeitsbedingung. Die Regelventilausbildung kann wenigstens bei Betrieb mit geringer Last geöffnet werden, so daß der Motorabgasdruck gegen den Motoreinlaßkanal entlastet wird.

Dieser Vorgang wird dahingehend wirksam, daß der Differenzdruck zwischen Abgas und Ansaugluft vermindert und daher der Pumpverlust herabgesetzt wird.

Abgasbeipañkanalausbildungen können vorgesehen sein zwischen der Motorabgasleitung und dem Motorabgasauslaßkanal. Die Abgasbeipañkanalausbildung kann mit Beipañventileinrichtungen versehen sein, die so geregelt wird, daß ihre Öffnung mit abnehmender Abgasrezirkulation vergrößert wird. Es können auch Einlaßbeipañkanalausbildungen vorgesehen sein, um die Einlaßkanalausbildung mit dieser Einlaßkanalöffnungsbildung zu verbinden. Die Einlaßbeipañkanalausbildung kann mit zweiten Beipañventilausbildungen versehen und gegen die Motoreinlaßkanalausbildung vor der Öffnung der Rezirkulationskanalausbildung offen sein.

Beispielsweise Ausführungsformen der Erfindung sollen nun mit Bezug auf die beiliegenden Zeichnungen näher erläutert werden. Diese zeigen in

- Fig. 1 eine schematische Darstellung eines Motors nach einer Ausführungsform der Erfindung;
- Fig. 2 einen schematischen Schnitt, der ein Abgasrezirkulationsventil erkennen läßt;
- Fig. 3 ist ein Diagramm, das die Veränderung in der Abgasrezirkulationsrate entsprechend der Motorlast zeigt; und
- Fig. 4 ist ein schematischer Schnitt und zeigt die Drosselventilregeleinrichtung.

Insbesondere in Fig. 1 ist ein Vierzylinderdieselmotor 1 mit einem Einlaßkanal 2 gezeigt, der über Zweigleitungen 2a, 2b, 2c und 2d mit den jeweiligen Zylindern des Motors 1 verbunden ist. Weiterhin ist ein Abgaskanal 3 vorgesehen, der über einen Druckausgleichsbehälter 15 verfügt, der über Zweigleitungen mit den jeweiligen Zylindern des Motors 1 verbunden ist.

Der Motor 1 ist mit einem Auflader einer in der genannten Patentveröffentlichung 38-1153 gezeigten Bauart versehen. Der Auflader 4 verfügt über ein Gehäuse 4a, das an einem axialen Ende mit einer Ansauglufteinlaßöffnung 6 und einer Ansaugluftauslaßöffnung 7 ausgebildet ist und am anderen Ende über eine Abgaseinlaßöffnung 8 und eine Abgasauslaßöffnung 9 verfügt. Im Gehäuse 4a befindet sich ein Rotor 4b, der über einen Riemen 5 von der Motorwelle in Drehung versetzt wird. Die Einlaßlufteinlaßöffnung 6 ist mit einem Ansauglufteinlaßkanal 2e mit Luftreinigungseinrichtung 13 verbunden. Die Ansaugluftauslaßöffnung 7 ist mit dem Ansaugkanal 2 verbunden, der mit einer Luftreinigungseinrichtung 14 versehen ist, die feiner als die Luftreinigungseinrichtung 13 ist. In Strömungsrichtung hinter der Luftreinigungseinrichtung 14 befindet sich ein Zwischenkühler 12. Die Abgaslufteinlaßöffnung 8 ist mit dem Abgaskanal 3 verbunden, während der Abgasauslaßkanal 9 mit einem Abgasauslaßkanal 3a, der über einen Schalldämpfer 16 verfügt, versehen ist. Die Arbeitsweise des Aufladers 4 ist genauer in der genannten japanischen Patentveröffentlichung beschrieben, so daß hierauf nicht näher eingegangen wird.

Wie bei üblichen Dieselmotoren ist der Motor 1 auch mit einer Brennstoffpumpe 10 versehen, die von der Motorkurbelwelle über einen Riemen 11 angetrieben wird, durch welchen Brennstoff an die jeweiligen Zylinder gegeben wird. Ein Motorlastdetektor 21 ist an der Brennstoffpumpe 10 vorgesehen und erzeugt ein Motorlastsignal, welches an eine Regeleinheit 20 gegeben wird.

Ein Verbindungskanal 17 ist zwischen Auslaßkanal 3 und Ansaugkanal 2 hinter dem Zwischenkühler 12 vorgesehen. Im Verbindungskanal 17 ist ein Absperrventil 18 angeordnet, welches von einem Ventilbetätigungsglied 19 geregelt wird. Das Ventilbetätigungsglied 19 wird vom Ausgang der Regeleinheit 20 geregelt und öffnet das Ventil 18 bei Bedingungen geringer Last des Motors 1. Zwischen dem Einlaßkanal 2e und dem Einlaßkanal 2 befindet sich ein Ansaugbeipasskanal 23,

der mit einem Rückschlagventil 24 versehen ist, welches eine Ansaugluftströmung vom Kanal 2e zum Kanal 2 ermöglicht, jedoch die Strömung in der entgegengesetzten Richtung sperrt. Im Ansaugkanal 2 ist ein Schaltventil 25 angeordnet, welches abwechselnd die Ansaugluftauslaßöffnung 7 und den Kanal 23 zum Ansaugkanal 2 öffnet. Die Ventile 24 und 25 bilden zusammen eine Startventileinrichtung 26. Zwischen dem Abgasauslaß 3 und dem Auslaßkanal 3e ist ein Auslaßbeipasskanal 27 mit einem Abstromschieberventil 28 vorgesehen, welches so ausgebildet ist, daß es durch das Ventilbetätigungsglied 19 betätigt wird. Der Kanal 27 sowie das Ventil 28 bilden eine Abstromschiebereinrichtung 29.

Beim Anlauf des Motors wird das Ventil 25, wie in Fig. 1 dargestellt, positioniert, so daß die Ansaugluft vom Einlaßkanal 2e durch den Ansaugbeipasskanal 23 zum Ansaugkanal 2 geleitet wird. So wird es möglich, die Last am Motor während der Startperiode zu vermindern.

Nach dem Anlauf der Maschine wird das Ventil 25 in die gestrichelt bei 25a gezeigte Stellung bewegt und der Rotor 4b des Aufladers 4 wird durch die Motorkurbelwelle in Drehung versetzt. Die Ansaugluft wird dann durch den Auflader 4 in den Ansaugkanal 2 gegeben. Im Auflader 4 wird die Ansaugluft durch den Druck des Abgases komprimiert. Bei Niedriglastbetrieb öffnet das Ventilbetätigungsglied 19 das Absperrventil 18, so daß der Abgasdruck im Abgaskanal 3 gegen den Ansaugkanal 2 entlastet wird. Der Abgasdruck im Kanal 3 wird daher vermindert und ist nahe dem Ansaugluftdruck im Ansaugkanal 2. Es wird daher möglich, den Motorpumpverlust zu vermindern. Beispielsweise konnte festgestellt werden, daß bei einer Motorgeschwindigkeit von zweitausend Umdrehungen pro Minute die Differenz zwischen dem Abgasdruck und dem Ansaugluftdruck um etwa 30 % vermindert werden kann und als Ergebnis kann der Brennstoffverbrauch um etwa 2,2 % gesteigert werden. Nach der dargestellten Ausführungsform öffnet das Ventilbetätigungsglied 19 weiterhin das Abstromschieberventil 28 bei Betrieb

mit geringer Last. So kann der Abgasdruck weiter vermindert werden.

Es soll darauf hingewiesen werden, daß nach der dargestellten Ausführungsform der Kanal 17 gegen den Ansaugkanal in Strömungsrichtung hinter dem Zwischenkühler 12 geöffnet wird. Das gegen den Ansaugkanal 2 gerichtete Abgas hat eine Abgasrezirkulationswirkung ohne störende Effekte auf die Luftreinigungseinrichtung 14 oder den Zwischenkühler 12. Es wird also möglich, Stickoxide im Abgas bei Betrieb mit geringer Last zu vermindern. Es soll auch darauf hingewiesen werden, daß die Ventil 18 und 28 nicht vom EIN/AUS Typ sein können, sondern von einem Typ sein müssen, bei dem die Öffnungen kontinuierlich abhängig von einer Abnahme in der Motorlast vergrößert werden können.

Nach einer alternativen Ausführungsform wird das Absperrventil 18 durch ein Abgasrezirkulationsregelventil 30 - gezeigt in Fig. 2 - ersetzt. Das Rezirkulationsregelventil 30 umfaßt ein Ventilelement 31, das im Kanal 17 angeordnet ist und nunmehr einen Abgasrezirkulationskanal bildet. Das Ventilelement 31 ist mit einem Ventilbetätigungs-glied 32 mit einer Membran 32a verbunden, die mit dem Ventilglied 31 verbunden ist. An einer Seite der Membran 32a ist eine Saugdruckkammer 32b, an der anderen Seite eine dem atmosphärischen Druck ausgesetzte Kammer 32c ausgebildet. In der Saugdruckkammer 32b befindet sich eine Feder 32d, die auf die Membran 32a wirkt und das Ventilglied 31 in eine geschlossene Stellung drückt. Die Saugdruckkammer 32b ist durch eine Vakuumleitung 33 mit einer Vakuumquelle 34 verbunden. In der Vakuumleitung 33 befindet sich ein Regelventil 35 mit einer Auslaßöffnung 36. Das Regelventil 35 wird vom Ausgang der Regeleinheit 20 betätigt, so daß der Saugdruck in der Kammer 32b und damit die Stellung des Ventilelements 31 entsprechend den Motorarbeitsbedingungen bestimmt werden.

Fig. 3 zeigt das Schaubild zum Regeln der Abgasrezirkulationsrate. Wie durch die Linie A verdeutlicht, ist es wünschenswert, die Rezirkulationsrate abhängig von einer Steigerung in der Betriebslast des Motors im Hinblick auf geringe und mittlere Lastbedingungen zu vergrößern. Im Auflader der hier verwendeten Art wird eine gewisse Menge Abgas durch die Kanäle im Rotor 4b zur Ansaugluftauslaßöffnung 7 geführt. Die Kurve B in Fig. 3 zeigt die Rezirkulationsrate, die mit solchem innen rezirkulierten Abgas erreicht wird, wenn das Abstromschieberventil 28 geschlossen ist. Wird das Abstromschieberventil geöffnet, so verändert sich die Rezirkulationsrate unter den inneren Rezirkulationsänderungen wie durch die Kurve C gezeigt.

Unter Geringlastbetrieb wird das Abstromschieberventil 28 geschlossen und das Rezirkulationsregelventil 30 betätigt. So wird die innere Rezirkulation wie durch die Kurve B gezeigt, erhalten und weiter wird eine äußere Abgasrezirkulation durch den Kanal 17, wie durch den in Fig. 3 schraffierten Bereich gezeigt ist, hergestellt. Bei Bedingungen mittlerer Last wird das Abstromschieberventil 28 geöffnet, so daß im wesentlichen eine innere Rezirkulation nicht stattfindet. Durch Betätigen des Rezirkulationsregelventils 30 erfolgt die Abgasrezirkulation über den Kanal 17. Die Rezirkulationsrate durch den Kanal 17 wird im wesentlichen durch den Druckabfall über das Ventil 30 bestimmt. In Fig. 3 sieht man, daß die Veränderung in der äußeren Rezirkulationsrate sehr klein, verglichen mit der Änderung in der Gesamtrezirkulationsrate, ist. Es ist daher möglich, die Bewegungsgröße des Ventilelementes 31 klein werden zu lassen, um die gewünschte Rezirkulationsrate zu erreichen.

Bei Anwendung der Maßnahme nach der Erfindung auf einen Benzinmotor ist ein Drosselventil 50 im Einlaß- oder Ansaugkanal 2, wie Fig. 4 zeigt und gestrichelt in Fig. 1 angedeutet, vorgesehen. Das Drosselventil 50 ist in Strömungsrichtung vor der Stellung, wo der Rezirkulationskanal geöffnet ist, angeordnet. Bei dem in Fig. 4 gezeigten Beispiel wird das Drosselventil 50 durch ein pneumatisches Betätigungsglied 51

betätigt, welches eine Membran 51a umfaßt, die durch ein Betätigungsgestänge 51b mit dem Drosselventil 50 verbunden ist. Auf einer Seite der Membran 51a ist eine Saugventilkammer 51c ausgebildet, die über eine Vakuumleitung 52 mit der Vakuumquelle 34 verbunden ist. In der Kammer 51c befindet sich eine Feder 51d, die auf die Membran 51a wirkt, um das Drosselventil 50 gegen die minimale Öffnungsstellung zu drücken. In der Leitung 52 ist ein Regelventil 53 vorgesehen, welches abwechselnd die Saugdruckkammer 51c mit der Vakuumquelle 34 oder der Atmosphäre verbindet. Das Regelventil 53 wird durch den Ausgang von der Regeleinheit 20 geregelt, so daß die Stellung des Drosselventils 51 durch ein handbetätigtes Glied oder ein Fußpedal (nicht dargestellt) bestimmt wird. Das System ist im übrigen mit einem Abgasrezirkulationsregelventil 30 ausgestattet, welches im Prinzip das gleiche wie bei der vorhergehenden Ausführungsform ist.

Im Hinblick auf eine knappe Darstellung wurde die Erfindung nur anhand weniger Ausführungsformen erläutert; Änderungen und Abänderungen liegen im Rahmen der Erfindung.



16  
- Leerseite -

The diagram illustrates a control system for a steam boiler. Key components include:

- Boiler (15):** The central component, showing internal structures like the water wall (2a, 2b, 2c, 2d) and the steam generator (3a, 3b, 3c, 3d).
- Control Unit (Regel-einheit, 20):** Receives input from the pressure sensor (21) and outputs a control signal (22) to the valve actuator (Ventilbetätigungsglied, 19).
- Valve Actuator (Ventilbetätigungsglied, 19):** Controls the valve (18) based on the control signal (22).
- Valve (18):** A control valve that regulates the flow of water/steam between the boiler and the condenser.
- Condenser (10):** A heat exchanger that cools the steam from the boiler using cooling water (11).
- Pumps (12, 14):** Circulate the water/steam through the system.
- Pressure Sensor (21):** Monitors the pressure in the boiler (15) and sends a signal to the control unit (20).
- Control Valve (13):** A valve that controls the flow of water/steam from the condenser (10) to the boiler (15).
- Flow Indicators (4a, 4b, 4c, 4d):** Indicate the flow of water/steam in different parts of the system.
- Temperature Sensor (23):** Monitors the temperature of the water/steam in the boiler (15) and sends a signal to the control unit (20).
- Control Valve (24):** A valve that controls the flow of water/steam from the boiler (15) to the condenser (10).
- Control Valve (25a):** A valve that controls the flow of water/steam from the condenser (10) to the boiler (15).
- Control Valve (26):** A valve that controls the flow of water/steam from the boiler (15) to the condenser (10).
- Control Valve (27):** A valve that controls the flow of water/steam from the condenser (10) to the boiler (15).
- Control Valve (28):** A valve that controls the flow of water/steam from the boiler (15) to the condenser (10).
- Control Valve (29):** A valve that controls the flow of water/steam from the condenser (10) to the boiler (15).
- Control Valve (30):** A valve that controls the flow of water/steam from the boiler (15) to the condenser (10).
- Control Valve (31):** A valve that controls the flow of water/steam from the condenser (10) to the boiler (15).
- Control Valve (32):** A valve that controls the flow of water/steam from the boiler (15) to the condenser (10).
- Control Valve (33):** A valve that controls the flow of water/steam from the condenser (10) to the boiler (15).
- Control Valve (34):** A valve that controls the flow of water/steam from the boiler (15) to the condenser (10).
- Control Valve (35):** A valve that controls the flow of water/steam from the condenser (10) to the boiler (15).
- Control Valve (36):** A valve that controls the flow of water/steam from the boiler (15) to the condenser (10).
- Control Valve (37):** A valve that controls the flow of water/steam from the condenser (10) to the boiler (15).
- Control Valve (38):** A valve that controls the flow of water/steam from the boiler (15) to the condenser (10).
- Control Valve (39):** A valve that controls the flow of water/steam from the condenser (10) to the boiler (15).
- Control Valve (40):** A valve that controls the flow of water/steam from the boiler (15) to the condenser (10).
- Control Valve (41):** A valve that controls the flow of water/steam from the condenser (10) to the boiler (15).
- Control Valve (42):** A valve that controls the flow of water/steam from the boiler (15) to the condenser (10).
- Control Valve (43):** A valve that controls the flow of water/steam from the condenser (10) to the boiler (15).
- Control Valve (44):** A valve that controls the flow of water/steam from the boiler (15) to the condenser (10).
- Control Valve (45):** A valve that controls the flow of water/steam from the condenser (10) to the boiler (15).
- Control Valve (46):** A valve that controls the flow of water/steam from the boiler (15) to the condenser (10).
- Control Valve (47):** A valve that controls the flow of water/steam from the condenser (10) to the boiler (15).
- Control Valve (48):** A valve that controls the flow of water/steam from the boiler (15) to the condenser (10).
- Control Valve (49):** A valve that controls the flow of water/steam from the condenser (10) to the boiler (15).
- Control Valve (50):** A valve that controls the flow of water/steam from the boiler (15) to the condenser (10).

FIG. 2

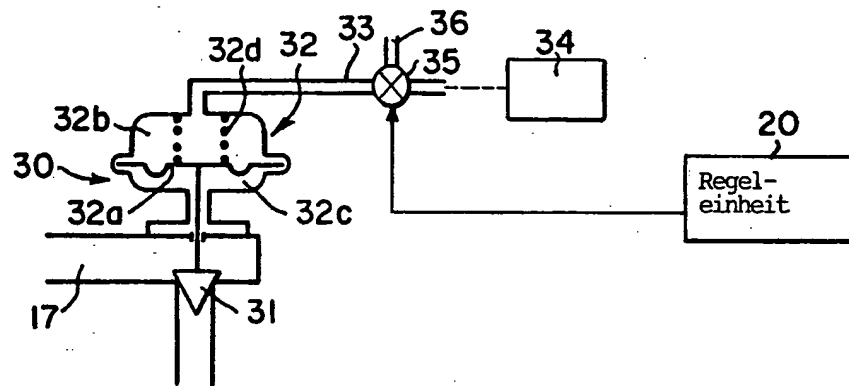


FIG. 4

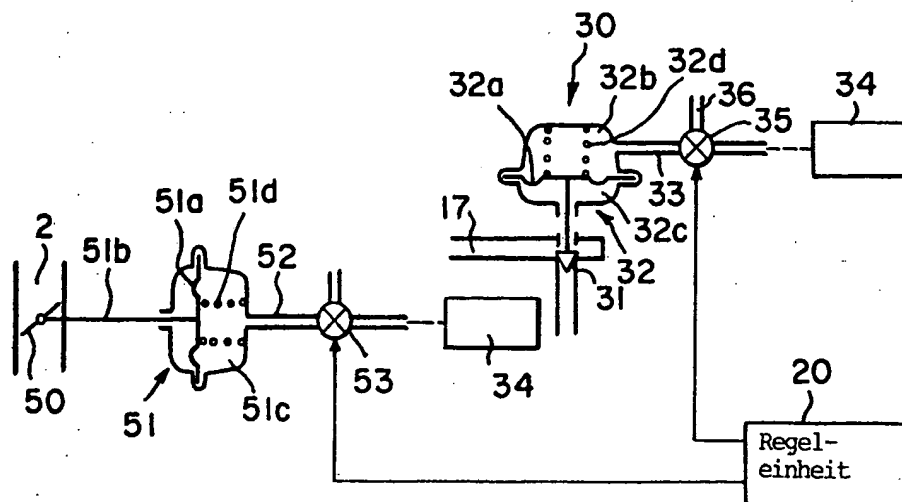
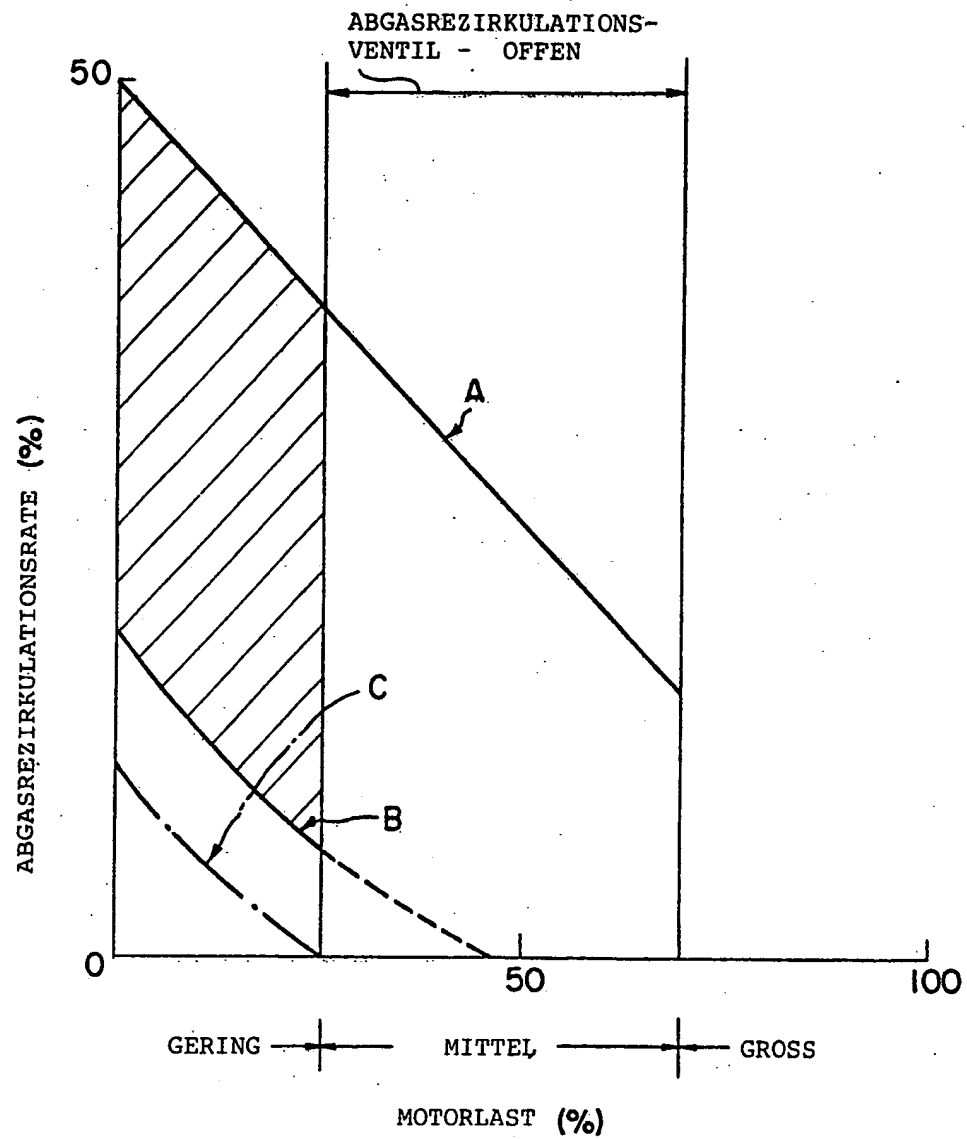


FIG. 3



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☒ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**